

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-098158  
 (43)Date of publication of application : 05.04.2002

(51)Int.CI. F16C 33/58  
 F02B 39/00  
 F16C 33/66

(21)Application number : 2000-287855

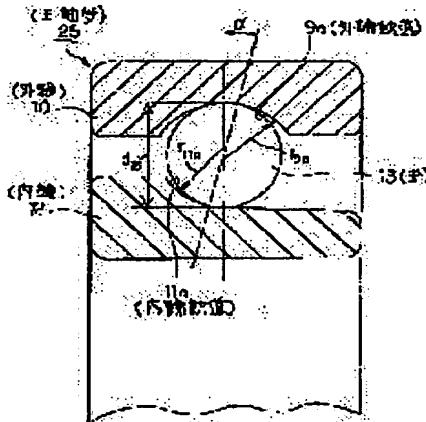
(71)Applicant : NSK LTD

(22)Date of filing : 22.09.2000

(72)Inventor : KONDO YUTAKA  
 YAKURA KENJI  
 IKEDA NORIFUMI**(54) ROTATIONAL SUPPORT DEVICE FOR TURBOCHARGER****(57)Abstract:**

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To realize a rotational support device for turbocharger in which a rotational resistance (running torque) is low, and which has a low-level of vibration and noises.

**SOLUTION:** In a ball bearing 25 which composes the rotational support device for the turbocharger, a radius of curvature  $r_{9a}$  of a cross-section of an outer ring raceway 9a is set at 52 to 54% of a diameter  $d_{13}$  of each ball 13. Further, a radius of curvature  $r_{11a}$  of a cross-section of an inner ring raceway 11a is set at 53 to 55% of the diameter  $d_{13}$  of the ball 13. Furthermore, a contact angle  $\alpha$  of each ball is set at 8 to 20°. As a result, a contact area of a contact part between a rolling contact surface of each ball 13 and the outer ring raceway 9a or the inner ring raceway 11a is reduced, and a slip to be generated at the contact part also becomes small.

**LEGAL STATUS**

[Date of request for examination] 28.09.2005

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2002-98158

(P2002-98158A)

(43)公開日 平成14年4月5日(2002.4.5)

(51) Int.Cl.  
F 16 C 33/58  
F 02 B 39/00  
F 16 C 33/66

識別記号

F I  
F 16 C 33/58  
F 02 B 39/00  
F 16 C 33/66

テマコト<sup>®</sup>(参考)  
3 G 005  
J 3 J 101  
Z

審査請求 未請求 請求項の数2 O L (全7頁)

(21)出願番号 特願2000-287855(P2000-287855)

(22)出願日 平成12年9月22日(2000.9.22)

(71)出願人 000004204

日本精工株式会社

東京都品川区大崎1丁目6番3号

(72)発明者 近藤 豊

神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号

日本精工株式会社内

(72)発明者 矢倉 健二

神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号

日本精工株式会社内

(74)代理人 100087457

弁理士 小山 武男 (外1名)

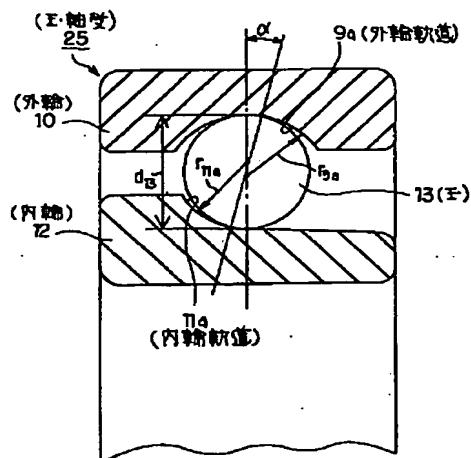
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 ターボチャージャ用回転支持装置

(57)【要約】

【課題】 回転抵抗(回転トルク)が小さく、低振動、低騒音のターボチャージャ用回転支持装置を実現する。

【解決手段】 ターボチャージャ用回転支持装置を構成する玉軸受25の外輪軌道9aの断面形状の曲率半径r<sub>9a</sub>を、各玉13の直径d<sub>13</sub>の52~54%とする。又、内輪軌道11aの断面形状の曲率半径r<sub>11a</sub>を、上記各玉13の直径d<sub>13</sub>の53~55%とする。更に、これら各玉13の接触角αを、8~20°とする。この結果、これら各玉13の転動面と外輪軌道9a及び内輪軌道11aとの接触部の接触面積が小さくなると共に、この接触部で生じる滑りが小さくなり、上記課題を解決できる。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 その一端部にターピンを、その他端部にインペラを、それぞれ固定した回転軸を、軸受ハウジングの内側に回転自在に支持する為、これら回転軸の両端部外周面と軸受ハウジングの内周面との間に、その内周面に外輪軌道を有する外輪と、その外周面に内輪軌道を有する内輪と、これら外輪軌道と内輪軌道との間に転動自在に設けられた複数個の玉とを備えた玉軸受を、互いに接触角の方向を逆にした状態で設け、少なくとも何れかの玉軸受の外周面と上記軸受ハウジングの内周面との間と、この軸受ハウジングの外周面とこの軸受ハウジングを納めるケーシングの内周面との間との、少なくとも何れかの間に設けた円環状の隙間空間に潤滑油を送り込み、この隙間空間をこの潤滑油で満たす事により上記回転軸の振動を減衰自在とすると共に、上記隙間空間に送り込まれた上記潤滑油の一部を上記玉軸受に向けて供給する事により、この玉軸受の潤滑を行なう様に構成したターボチャージャ用回転支持装置に於いて、上記隙間空間から潤滑油を送り込まれる玉軸受に関して、上記外輪軌道の断面形状の曲率半径を上記各玉の直径の52~54%とすると共に、同じく内輪軌道の断面形状の曲率半径を上記各玉の直径の53~55%とし、同じく上記接觸角を8~20°とした事を特徴とするターボチャージャ用回転支持装置。

【請求項2】 隙間空間から潤滑油を送り込まれる玉軸受が、回転軸の両端部のうちのターピン側端部を支持する玉軸受であり、この玉軸受の接觸角を14~18°とした、請求項1に記載したターボチャージャ用回転支持装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明のターボチャージャ用回転支持装置は、例えば自動車用エンジンの出力を向上させる為のターボチャージャに組み込み、ターピンとインペラとを接続する回転軸をハウジングに対し、回転自在に支持する為に利用する。特に本発明は、互いに嵌合する構成部材の内周面と外周面との間の隙間空間に潤滑油を送り込み、この送り込まれた潤滑油により上記回転軸の振動を減衰させる(伝わりにくくする)、所謂オイルフィルムダンバを設けたターボチャージャ用回転支持装置の、回転抵抗(回転トルク)の低減を図るものである。

## 【0002】

【従来の技術】 エンジンの出力を排気量を変えずに増大させる為、エンジンに送り込む空気を排気のエネルギーにより圧縮するターボチャージャが、広く使用されている。このターボチャージャは、排気のエネルギーを、排気通路の途中に設けたターピンにより回収し、このターピンをその端部に固定した回転軸により、給気通路の途中に設けたコンプレッサのインペラを回転させる。このイ

ンペラは、エンジンの運転に伴って数万乃至は十数万min<sup>-1</sup>(r.p.m.)の速度で回転し、上記給気通路を通じてエンジンに送り込まれる空気を圧縮する。

【0003】 図2~3は、この様なターボチャージャの1例を示している。このターボチャージャは、排気流路1を流通する排気により、回転軸2の一端(図2の左端)に固定したターピン3を回転させる。この回転軸2の回転は、この回転軸2の他端(図2の右端)に固定したインペラ4に伝わり、このインペラ4が給気流路5内で回転する。この結果、この給気流路5の上流端開口から吸引された空気が圧縮されて、ガソリン、軽油等の燃料と共にエンジンのシリンダ室内に送り込まれる。この様なターボチャージャの回転軸2は、数万~十数万min<sup>-1</sup>(r.p.m.)もの高速で回転し、しかも、エンジンの運転状況に応じてその回転速度が頻繁に変化する。従って、上記回転軸2は、軸受ハウジング6に対し、小さな回転抵抗で支持する必要がある。

【0004】 この為に従来から、上記軸受ハウジング6の内側に上記回転軸2を第一、第二の玉軸受7、8により、回転自在に支持している。これら第一、第二の玉軸受7、8は、図4に示す様なアンギュラ型玉軸受である。これら第一、第二の玉軸受7、8の構成は、基本的には同じである。但し、これら両玉軸受7、8のうち、高温の排気が流通する排気流路1に近く、温度上昇が著しい第一の玉軸受7の潤滑条件は、低温の空気が流通する給気流路5に近く、温度上昇がそれ程著しくはない、第二の玉軸受8に比べて厳しい。

【0005】 この様な第一、第二の玉軸受7、8は、内周面に外輪軌道9を有する外輪10と、外周面に内輪軌道11を有する内輪12と、これら外輪軌道9と内輪軌道11との間に転動自在に設けられた複数個の玉13、13とを備える。又、これら各玉13、13は、円環状の保持器14に設けた複数のポケット15内に、それぞれ1個ずつ転動自在に保持している。又、図示の例の場合には、上記内輪12を、片側の肩部をなくした、所謂カウンタボアとしている。又、上記保持器14の外周面を、上記外輪10の内周面に近接対向させる事により、この保持器14の直径方向位置をこの外輪10により規制する、外輪案内としている。

【0006】 この様な第一、第二の玉軸受7、8のうちの第一の玉軸受7は、上記外輪10を前記軸受ハウジング6の一端部(図2~3の左端部)に内嵌すると共に、上記内輪12を上記回転軸2の一端部に外嵌固定する事により、この回転軸2の一端部を上記軸受ハウジング6に対し、回転自在に支持している。一方、上記第二の玉軸受8は、外輪10を軸受ハウジング6の他端部(図2~3の右端部)に内嵌すると共に、内輪12を上記回転軸2の他端部に外嵌固定する事により、この回転軸2の他端部を上記軸受ハウジング6に対し、回転自在に支持している。又、上記第一、第二の玉軸受7、8を構成す

る1対の外輪10、10には、圧縮ばね16により互いに離れる方向の弾力を付与している。即ち、これら両外輪10、10の互いに対向する端面にそれぞれ押圧環17、17を突き合わせ、これら両押圧環17、17同士の間に上記圧縮ばね16を挟持している。従って、上記第一、第二の玉軸受7、8は、互いに接触角の方向を逆にした状態(背面組み合せ(DB型)で組み込まれている。

【0007】更に、上記軸受ハウジング6を納めたケーシング18内に給油通路19を設けて、この軸受ハウジング6と上記各玉軸受7、8を潤滑自在としている。即ち、ターボチャージャを装着したエンジンの運転時に潤滑油は、上記給油通路19の上流端に設けたフィルタ20により異物を除去されて、上記ケーシング18の内周面と上記軸受ハウジング6の外周面との間に設けた、円環状の隙間空間21に送り込まれる。尚、この隙間空間21は、上記軸受ハウジング6とケーシング18との嵌合を隙間嵌にする事により設けている。そして、この隙間空間21を上記潤滑油で満たす事により、上記軸受ハウジング6の外周面と上記ケーシング18の内周面との間に全周に亘って油膜(オイルフィルム)を形成し、この軸受ハウジング6の振動を上記ケーシング18に伝わりにくくしている。言い換えれば、上記隙間空間21に満たされた潤滑油によって、上記回転軸2の回転に基づく振動を減衰させている(オイルフィルムダンバ)。更に、上記隙間空間21に送り込まれた潤滑油の一部は、上記外輪10に隣接する押圧環17に設けたノズル孔22から、上記第一の玉軸受7を構成する内輪12の外周面に向け、径向外方から斜めに噴出し、この第一の玉軸受7を潤滑(オイルジェット潤滑)する。この様にして第一の玉軸受7に向けて噴出した潤滑油は、この第一の玉軸受7の他、上記第二の玉軸受8も潤滑してから、排油口23より排出される。

【0008】尚、図示の例の場合、軸受ハウジング6の内周面と第一、第二の玉軸受7、8の外周面との間に、それぞれ隙間空間24、24が存在している。そして、これら各隙間空間24、24にも上記潤滑油が満たされており、上記回転軸2の回転に基づく振動の減衰を図っている。又、図示は省略するが、軸受ハウジングとケーシングとを一体に形成する場合もある。この様な場合は、少なくとも何れかの玉軸受の外周面と軸受ハウジング(ケーシング)の内周面との間に隙間空間を設け、この隙間空間を上述の様に潤滑油で満たす事により、回転軸の回転に基づく振動の減衰を図る。又、この隙間空間に送り込まれた潤滑油の一部を上記玉軸受に向けて送り込む事により、この玉軸受の潤滑を行なう。

【0009】

【発明が解決しようとする課題】ところで、上述の様な従来のターボチャージャ用回転支持装置の場合、回転軸2の回転に基づく振動の減衰を図るべく、軸受ハウジン

グ6の外周面とケーシング18の内周面との間の隙間空間21に多量の潤滑油を送り込み、この隙間空間21内にこの潤滑油を高い圧力で存在させている。この為、この隙間空間21からノズル孔22を通じて多量の潤滑油が、第一の玉軸受7に向けて噴出する。又、これと共に、第二の玉軸受8にも多量の潤滑油が供給される。この様に第一、第二の玉軸受7、8に多量の潤滑油が供給される事は、これら各玉軸受7、8の潤滑及び冷却を図る面からは好ましい。ところが、この様に多量の潤滑油が第一、第二の玉軸受7、8に供給されると、これら第一、第二の玉軸受7、8の回転抵抗(回転トルク)が大きくなり、ターボチャージャのレスポンス(アクセルに対する追従性)が悪くなる可能性がある。

【0010】上記第一、第二の玉軸受7、8の回転抵抗の低減を図る為に、これら第一、第二の玉軸受7、8に供給する潤滑油の量を可及的に少なくする事が考えられる。具体的には、例えば上記隙間空間21に送り込む潤滑油を少なくしたり、上記ノズル孔22の内径を小さくしたりする事が考えられる。ところが、この様に潤滑油の供給量を少なくすると、これら第一、第二の玉軸受7、8の潤滑性及び冷却性が低下する他、次の様な不都合が生じる可能性がある。即ち、上記隙間空間21に送り込む潤滑油を少なくした場合は、この隙間空間21の潤滑油の圧力が低下する。この結果、上記回転軸2の回転に基づく振動の減衰性能が低下し、振動並びに騒音が大きくなるだけでなく、耐久性が低下する可能性もある。又、上記ノズル孔22の内径を小さくした場合には、フィルタ19で除去しきれなかった異物が、このノズル孔22内で詰まる可能性が大きくなる。本発明は、この様な事情に鑑みて、玉軸受に供給する潤滑油の量を変えずに、この玉軸受の回転抵抗の低減を図る事により、低振動、低騒音で回転抵抗の小さいターボチャージャ用回転支持装置を実現すべく発明したものである。

【0011】

【課題を解決するための手段】本発明のターボチャージャ用回転支持装置は、前述した従来から知られているターボチャージャ用回転支持装置と同様に、その一端部にターピンを、その他端部にインペラを、それぞれ固定した回転軸を、軸受ハウジングの内側に回転自在に支持する為、これら回転軸の両端部外周面と軸受ハウジングの内周面との間に玉軸受を、互いに接触角の方向を逆にした状態で設けている。そして、この玉軸受は、内周面に外輪軌道を有する外輪と、外周面に内輪軌道を有する内輪と、これら外輪軌道と内輪軌道との間に転動自在に設けられた複数個の玉とを備えている。又、少なくとも何れかの玉軸受の外周面と上記軸受ハウジングの内周面との間と、この軸受ハウジングの外周面とこの軸受ハウジングを納めるケーシングの内周面との間との、少なくとも何れかの間に設けた円環状の隙間空間に潤滑油を送り込んでいる。そして、この隙間空間をこの潤滑油で満た

す事により上記回転軸の振動を減衰自在とすると共に、上記隙間空間に送り込まれた上記潤滑油の一部を上記玉軸受に向けて供給する事により、この玉軸受の潤滑を行なう様に構成している。

【0012】特に、本発明のターボチャージャ用回転支持装置に於いては、上記隙間空間から潤滑油を送り込まれる玉軸受に関して、上記外輪軌道の断面形状の曲率半径を上記各玉の直径の5.2～5.4%とすると共に、同じく上記内輪軌道の断面形状の曲率半径を上記各玉の直径の5.3～5.5%とし、同じく上記接触角を8～20°としている。尚、この接触角が8～20°の範囲にあるのは、常温時の状態である。但し、運転時にもこの接触角が8～20°の範囲にある事が、好ましい。又、上記隙間空間から潤滑油を送り込まれる玉軸受が、上記回転軸の両端部のうちのタービン側端部を支持する玉軸受である場合には、この玉軸受の接触角を14～18°とする事が、より好ましい。

#### 【0013】

【作用】上述の様に構成する本発明のターボチャージャ用回転支持装置の場合には、玉軸受に供給する潤滑油の量を少なくする事なく、回転抵抗（回転トルク）の低減を図れる。即ち、上記玉軸受の外輪軌道の断面形状の曲率半径を各玉の直径の5.2～5.4%としている為、これら各玉の転動面と外輪軌道との接触部の接触面積（接触半径の大きさ）を小さくでき、しかも、この接触部の接触圧を適正に保てる。この為、上記玉軸受の耐久性を確保しつつ、回転抵抗の低減を図れる。尚、上記曲率半径が5.2%未満の場合には、上記接触面積が大きくなり過ぎて、回転抵抗が大きくなる。これに対して、上記曲率半径が5.4%を越えた場合には、上記接触面積が小さくなり過ぎて、この接触部の接触圧が増大し、上記各玉の転動面や外輪軌道に剥離等の損傷が発生し易くなる。

【0014】又、内輪軌道の断面形状の曲率半径を上記各玉の直径の5.3～5.5%としている為、上記外輪軌道の場合と同様に、上記各玉の転動面と内輪軌道との接触部の接触面積（接触半径の大きさ）を小さくでき、しかも、この接触部の接触圧を適正に保てる。この為、上記玉軸受の耐久性を確保しつつ、回転抵抗の低減を図れる。尚、上記曲率半径が5.3%未満の場合には、上記接触面積が大きくなり過ぎて、回転抵抗が大きくなる。これに対して、上記曲率半径が5.5%を越えた場合には、上記接触面積が小さくなり過ぎて、この接触部の接触圧が増大し、上記各玉の転動面や内輪軌道に剥離等の損傷が発生し易くなる。

【0015】尚、上記外輪軌道と内輪軌道とで曲率半径の規制範囲が少し異なる（外輪軌道の曲率半径の規制範囲が5.2～5.4%であるのに対し、内輪軌道の曲率半径の規制範囲が5.3～5.5%である）理由は、次の通りである。即ち、上記外輪軌道に関する接触面積と、上記内輪軌道に関する接触面積と同じ場合、上記各玉の転動

面と外輪軌道との接触圧（ $P_{out}$ ）は、これら各玉に加わる遠心力分だけ、上記内輪軌道の接触圧（ $P_{in}$ ）よりも大きくなる（ $P_{out} > P_{in}$ ）。この為、この接触圧（ $P_{out}$ ）が大きくなる分だけ、上記各玉の転動面と外輪軌道との接触部の接触面積を確保し、この接触圧（ $P_{out}$ ）の低減を図る必要がある。この様な理由から、上記外輪軌道の曲率半径の規制範囲と上記内輪軌道の曲率半径の規制範囲とを、上述の様に少しだけ異ならせていく。

10 【0016】又、上記各玉の接触角を8～20°としている為、上記各玉の転動面と外輪軌道及び内輪軌道との接触部で生じる滑りを小さくでき、接触面圧が過大になる事も防止できる。この為、上記滑りに基づく回転抵抗の増大や振動を低減でき、しかも、耐久性の確保を図れる。尚、上記接触角が20°を越えた場合には、上記滑りが著しくなり、この滑りに基づく回転抵抗や振動が増大する。これに対して、上記接触角が8°未満の場合には、上記各玉の転動面と外輪軌道及び内輪軌道とのラジアル隙間が小さくなり過ぎる。この結果、上記接触部の接触圧が過大になり、上記各軌道や各玉の転動面に剥離等の損傷が発生し易くなる。

20 【0017】本発明のターボチャージャ用回転支持装置は、上述の様な理由により、上記玉軸受に供給する潤滑油の量を少なくする事なく、この玉軸受の回転抵抗を低減する事ができる。この結果、オイルフィルムダンパの減衰性能、並びに、上記玉軸受の潤滑性及び冷却性を低下する事なく、低振動、低騒音で回転抵抗の小さいターボチャージャ用回転支持装置を実現できる。

30 【0018】  
【発明の実施の形態】図1は、本発明の実施の形態の1例を示している。尚、本発明の特徴は、ターボチャージャ用回転支持装置を構成する玉軸受2.5の形状を工夫する事により、回転抵抗の低減を図る点にある。上記ターボチャージャ用回転支持装置の全体構成に就いては、前述の図2～3に示した構造を含み、従来から知られている、所謂オイルフィルムダンパを設けた回転支持装置と同様であるから、同等部分に関する図示並びに説明は、省略若しくは簡略にし、以下、本発明の特徴部分を中心に説明する。

40 【0019】本例のターボチャージャ用回転支持装置を構成する上記玉軸受2.5は、内周面に外輪軌道9aを有する外輪10と、外周面に内輪軌道11aを有する内輪12と、これら外輪軌道9aと内輪軌道11aとの間に転動自在に設けられた複数個の玉13とを備える。そして、この玉軸受2.5を、例えば図2～3に示す様に、回転軸2の両端部と軸受ハウジング6の内周面との間に、互いに接触角αの方向を逆にした状態で組み込む。

50 【0020】又、本例の場合、上記外輪軌道9aの断面形状の曲率半径 $r_{sa}$ を、上記各玉13の直径 $d_{sa}$ の5.2～5.4% ( $r_{sa} = (0.52 \sim 0.54) d_{sa}$ ) として

いる。又、上記内輪軌道11aの断面形状の曲率半径 $r_{11}$ を、上記各玉13の直径 $d_{11}$ の53~55%( $r_{11} = (0.53 \sim 0.55) d_{11}$ )としている。更には、これら各玉13の接触角 $\alpha$ を、8~20°としている。尚、この接触角 $\alpha$ が8~20°の範囲にあるのは、常温時の状態である。但し、運転時にも上記接触角 $\alpha$ が8~20°の範囲にあるのが好ましい。

【0021】又、上記回転軸2の両端部のうちのターピン3側の端部(図2の左端部)を支持する場合には、上記接触角 $\alpha$ を14~18°とする事が、より好ましい。即ち、図2に示す様に、上記回転軸2の両端部のうちのターピン3側の端部は、高温の排気が流通する排気流路1に近い為、低温の空気が流通する給気流路5に近いインペラ4側の端部(図2の右端部)に比べて、温度上昇が著しい。この為、運転時に上記各玉13の接触角 $\alpha$ が初期設定角度よりも大きく変化し易く、次述する作用を発揮しにくくなる可能性がある。従って、ターピン3側の端部を支持する場合には、上記インペラ4側の端部を支持する場合に比べて、上記接触角 $\alpha$ の範囲をより厳密に規制する必要がある。この様な理由により、上記ターピン3側の端部(図2の左端部)を支持する場合には、上記接触角 $\alpha$ を上述の様な範囲とする事が、より好ましい。

【0022】上述の様に構成する玉軸受25を組み込んだ、本発明のターボチャージャ用回転支持装置の場合には、この玉軸受25に供給する潤滑油の量を少なくする事なく、回転抵抗(回転トルク)の低減を図れる。即ち、この玉軸受25の外輪軌道9aの断面形状の曲率半径 $r_{11}$ を各玉13の直径 $d_{11}$ の52~54%としている為、これら各玉13の転動面と外輪軌道9aとの接触部の接触面積(接触梢円の大きさ)を小さくでき、しかも、この接触部の接触圧を適正に保てる。この為、上記玉軸受25の耐久性を確保しつつ、回転抵抗の低減を図れる。尚、上記曲率半径 $r_{11}$ が52%未満の場合には、上記接触面積が大きくなり過ぎて、回転抵抗が大きくなる。これに対して、上記曲率半径 $r_{11}$ が54%を超えた場合には、上記接触面積が小さくなり過ぎて、この接触部の接触圧が増大し、上記各玉13の転動面や外輪軌道9aに剥離等の損傷が発生し易くなる。

【0023】又、内輪軌道11aの断面形状の曲率半径 $r_{11}$ を上記各玉13の直径の53~55%としている為、上記外輪軌道9aの場合と同様に、上記各玉13の転動面と内輪軌道11aとの接触部の接触面積(接触梢円の大きさ)を小さくでき、しかも、この接触部の接触圧を適正に保てる。この為、上記玉軸受25の耐久性を確保しつつ、回転抵抗の低減を図れる。尚、上記曲率半径 $r_{11}$ が53%未満の場合には、上記接触面積が大きくなり過ぎて、回転抵抗が大きくなる。これに対して、上記曲率半径 $r_{11}$ が55%を超えた場合には、上記接触面積が小さくなり過ぎて、この接触部の接触圧が増大

し、上記各玉13の転動面や内輪軌道11aに剥離等の損傷が発生し易くなる。

【0024】尚、上記外輪軌道9aと内輪軌道11aとで曲率半径 $r_{11}$ 、 $r_{11}$ の規制範囲が少し異なる(外輪軌道9aの曲率半径 $r_{11}$ の規制範囲が52~54%であるのに対し、内輪軌道11aの曲率半径 $r_{11}$ の規制範囲が53~55%である)理由は、次の通りである。即ち、上記外輪軌道9aに関する接触面積と、上記内輪軌道11aに関する接触面積とが同じ場合、上記各玉13の転動面と外輪軌道9aとの接触圧( $P_{out}$ )は、これら各玉13に加わる遠心力分だけ、上記内輪軌道11aの接触圧( $P_{in}$ )よりも大きくなる( $P_{out} > P_{in}$ )。この為、この接触圧( $P_{out}$ )が大きくなる分だけ、上記各玉13の転動面と外輪軌道9aとの接触部の接触面積を確保し、この接触圧( $P_{out}$ )の低減を図る必要がある。言い換えれば、この外輪軌道9aに関する接触面積を確保すべく、この外輪軌道9aの曲率半径 $r_{11}$ を上記内輪軌道11aの曲率半径 $r_{11}$ に比べて小さくし、上記接触圧( $P_{out}$ )の低減を図る必要がある。この様な理由から、上記外輪軌道9aの曲率半径 $r_{11}$ の規制範囲と上記内輪軌道11aの曲率半径 $r_{11}$ の規制範囲とを、上述の様に少しだけ異ならせてある。

尚、周知の様に、上記外輪軌道9aと内輪軌道11aとで、断面形状の曲率半径 $r_{11}$ 、 $r_{11}$ を同じとした場合でも、外輪軌道9aに関する接触梢円の面積が内輪軌道11aに関する接触梢円の面積よりも大きくなる。但し、本発明の対象となるターボチャージャ用回転支持装置の玉軸受は、極めて高速で運転されるので、上記遠心力の値も大きくなり、上述の様に、曲率半径の値をえてまで、外輪軌道9aに関する接触梢円の面積を内輪軌道11aに関する接触梢円の面積よりも大きくしなければならない場合がある。

【0025】又、上記各玉13の接触角 $\alpha$ を8~20°としている為、上記各玉13の転動面と外輪軌道9a及び内輪軌道11aとの接触部で生じる滑りを小さくでき、接触面圧が過大になる事も防止できる。この為、上記滑りに基づく回転抵抗の増大や振動を低減でき、しかも、耐久性の確保を図れる。尚、上記接触角 $\alpha$ が20°を超えた場合には、上記滑りが著しくなり、この滑りに基づく回転抵抗や振動が増大する。これに対して、上記接触角 $\alpha$ が8°未満の場合には、上記各玉13の転動面と外輪軌道9a及び内輪軌道11aとのラジアル隙間が小さくなり過ぎる。この結果、上記接触部の接触圧が過大になり、上記各軌道9a、11aや各玉13の転動面に剥離等の損傷が発生し易くなる。

【0026】従って、上記玉軸受25に供給する潤滑油の量を少なくする事なく、この玉軸受25の回転抵抗を低減する事ができる。この結果、オイルフィルムバンパの減衰性能及びこの玉軸受25の潤滑性及び冷却性を低下する事なく、低振動、低騒音で回転抵抗の小さいタ

ボチャージャ用回転支持装置を実現できる。

【0027】

【発明の効果】本発明は、以上に述べた通り構成し作用する為、回転抵抗（回転トルク）が小さく、低振動、低騒音のターボチャージャ用回転支持装置を実現できる。特に、この回転支持装置を構成する玉軸受に供給する潤滑油の量を少なくする事なく、この玉軸受の回転抵抗の低減を図れる。言い換れば、この玉軸受の潤滑性及び冷却性やオイルフィルムバンバの減衰性が低下する事なく、回転抵抗の低減を図れる。従って、この回転支持装置を組み込んだターボチャージャのレスポンス向上を図れ、このターボチャージャの耐久性及び信頼性を含む性能向上に寄与できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施の形態の1例を示す、玉軸受の部分断面図。

【図2】ターボチャージャの全体構成を示す断面図。

【図3】図2のA部拡大図。

【図4】従来のターボチャージャ用回転支持装置に組み込んでいた玉軸受の断面図。

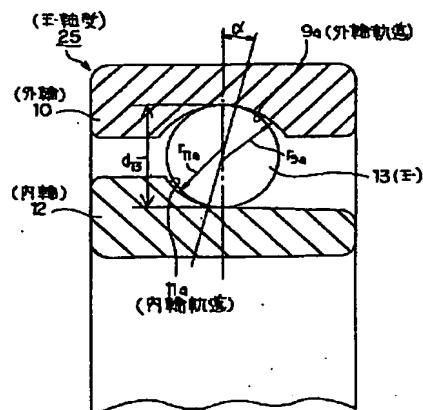
【符号の説明】

1 排気流路

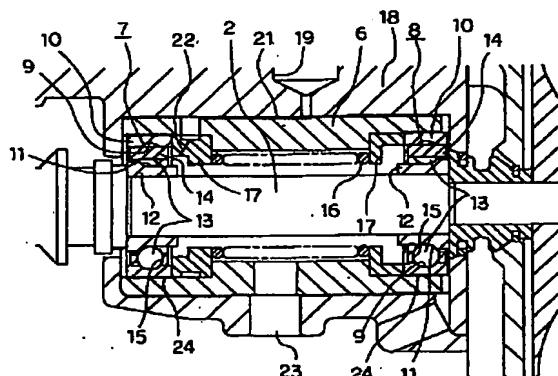
2 回転軸

- \* 3 ターピン
- 4 インペラ
- 5 給気流路
- 6 軸受ハウジング
- 7 第一の玉軸受
- 8 第二の玉軸受
- 9、9a 外輪軌道
- 10 外輪
- 11、11a 内輪軌道
- 10 12 内輪
- 13 玉
- 14 保持器
- 15 ポケット
- 16 圧縮ばね
- 17 押圧環
- 18 ケーシング
- 19 給油通路
- 20 フィルタ
- 21 隙間空間
- 20 22 ノズル孔
- 23 排油口
- 24 隙間空間
- \* 25 玉軸受

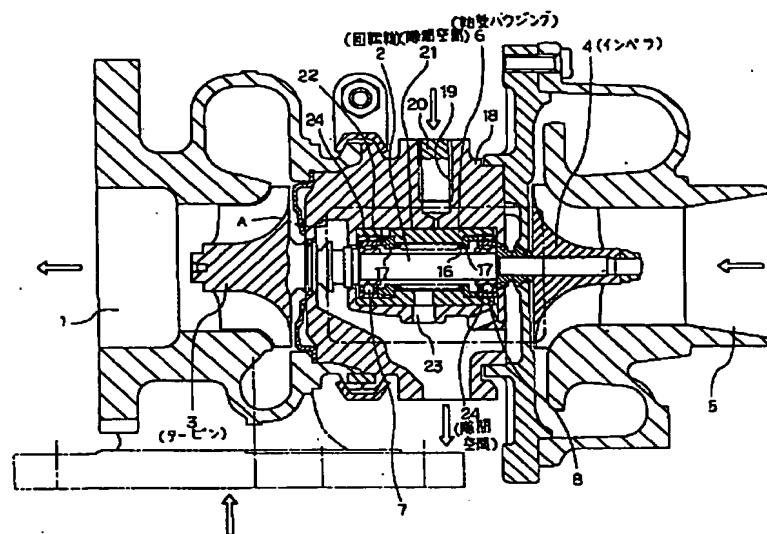
【図1】



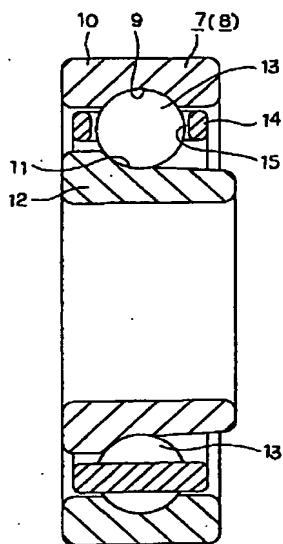
【図3】



【図2】



【図4】



フロントページの続き

(72)発明者 池田 意文  
神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号  
日本精工株式会社内

F ターム(参考) 3G005 EA16 FA04 FA14 FA31 FA41  
GB55  
3J101 AA02 AA42 AA54 AA62 BA53  
BA54 CA07 FA01 GA29